

Rec'd PCT/PTO 15 OCT 2004  
PCT/JP03/04928 #2

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

17.04.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日  
Date of Application:

2002年 4月19日

出 願 番 号  
Application Number:

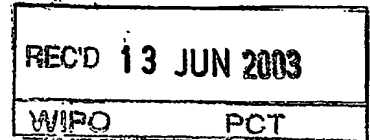
特願2002-117520

[ST.10/C]:

[JP2002-117520]

出 願 人  
Applicant(s):

松下電器産業株式会社

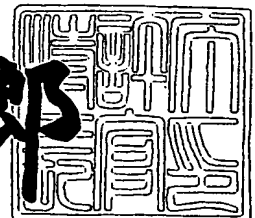


PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 5月27日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3038893

Best Available Copy

【書類名】 特許願

【整理番号】 2033740060

【提出日】 平成14年 4月19日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F25B

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 長谷川 寛

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 西脇 文俊

【特許出願人】

    【識別番号】 000005821

    【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社

【代理人】

    【識別番号】 100080827

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 石原 勝

【手数料の表示】

    【予納台帳番号】 011958

    【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

    【物件名】 明細書 1

    【物件名】 図面 1

    【物件名】 要約書 1

    【包括委任状番号】 9006628

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベーンロータリ膨張機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 筒状内壁を有するシリンダと、その両端を閉塞する側板と、前記シリンダの内部に配設され、外周の一部が前記シリンダ内壁と小隙間を形成するロータと、前記ロータに設けられたベーン溝内に一端が摺動自在に挿入され、他端が前記シリンダ内壁と摺動し、前記シリンダと前記ロータの間に複数の作動室を形成するベーンと、前記ロータと一体的に形成され回転自在に軸支持されるシャフトから構成され、高压の作動流体を前記作動室内で膨張させることにより、前記シャフトの回転動力を得るベーンロータリ膨張機において、

前記シリンダの周方向に、吐出過程を行う作動室に最初に連通する吐出孔と同作動室に後続して連通する吐出孔からなる複数の吐出孔を設け、少なくとも、前記最初に連通する吐出孔に、作動流体の逆流を阻止するバルブ機構を設けることを特徴とするベーンロータリ膨張機。

【請求項 2】 前記ベーンが  $n$  枚のとき、前記最初に連通する吐出孔は、前記小隙間から前記シャフトの回転方向に略  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度の位置の前記シリンダに設けるとともに、前記後続して連通する吐出孔は、前記小隙間から前記シャフトの回転方向に略  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度から  $360$  度の間の前記シリンダに設けることを特徴とする請求項 1 に記載のベーンロータリ膨張機。

【請求項 3】 前記最初に連通する吐出孔と前記後続して連通する吐出孔の間ならびに／もしくは前記後続して連通する吐出孔同士に挟まれた前記シリンダの前記シャフトの周りの中心角が、 $(360/n)$  度以下であることを特徴とする請求項 2 に記載のベーンロータリ膨張機。

【請求項 4】 液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する作動流体を用いて運転することを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれかに記載のベーンロータリ膨張機。

【請求項 5】 二酸化炭素を主成分とする作動流体を用いて運転することを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれかに記載のベーンロータリ膨張機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

## 【発明の属する技術分野】

本発明は、高圧の圧縮性流体によって作動して回転動力を発生する原動機としてのベーンロータリ膨張機に関する。

【0002】

## 【従来の技術】

ベーンロータリ膨張機は容積型流体機械の一種であり、その基本構成は、例えば特開昭57-210101号公報に記載されている。

【0003】

ベーンロータリ膨張機の構成を説明する。図4は従来のベーンロータリ膨張機の横断面図である。1は筒状の内壁1aを有するシリンダであり、その両端には側板（図示せず）が設けられている。シリンダ1の内部には、外周の一部がシリンダ1の内壁1aと小隙間2を形成する円柱形状のロータ3が配設されている。ロータ3には90度のピッチで上下端面に垂直な溝3aが設けられている。溝3aにはベーン4が、その一端側を摺動自在に挿入されており、ベーン4の他端はシリンダ1の内壁1aと接している。作動室5は、シリンダ1の内壁1a、ロータ3およびベーン4に囲まれた空間5a、5b、5c、5d、5eに形成される。シャフト6はロータ3と一体的に形成され、回転自在に軸支持されている。シリンダ1には作動室5に作動流体を流入させる吸入孔7と、作動室5から作動流体を流出させる吐出孔8が設けられている。なお、吐出孔8にはシリンダ1の内壁1aに対してある周方向の範囲で開口させるべく、開口部8aが設けられている。開口部8aを設ける範囲は、ベーン4の枚数をnとすると、小隙間2からシャフト6の矢印で示す回転方向に $\{180 \times (1 + 1/n)\}$ 度の位置に始まり、小隙間2の近傍に終る範囲である。なお、図4における開口部8aの開始位置は、ベーン4が4枚なので、225度である。シリンダ1の側方にはカバー9が備えられており、カバー9の内部には吸入孔7に作動流体を導く吸入経路10と、吐出孔8から流出した作動流体を一旦蓄える吐出室11と、吐出室11から作動流体を外部へ流出させる吐出経路12が形成されている。

## 【0004】

次に、ベーンロータリ膨張機の動作を、作動室5に着目して説明する。作動室5は小隙間2の吸入孔7側の空間5aで生成する。その後、ロータ3の回転に伴い容積を増加しつつ、吸入孔7から高圧側の圧力 $P_s$ の作動流体を吸入する過程、すなわち、吸入過程を行う。作動室5が空間5bの位置に達すると、吸入孔7との連通が断たれて密閉空間となる。その後、ロータ3の回転に伴い容積は増加し、内部の作動流体の圧力が低下してゆく過程、すなわち、膨張過程を行う。作動室5は空間5cの位置で容積が最大となり、その直後、吐出孔8の開口部8aと連通する。その後、ロータ3の回転に伴い容積を減少させつつ、吐出孔8から吐出室11へ作動流体を吐出する過程、すなわち、吐出過程を行う。

## 【0005】

ベーンロータリ膨張機は、膨張過程において作動流体が膨張減圧してゆく際に、隣り合う作動室5の圧力差によりベーン4に働く力を利用してロータ3を回転させ、ロータ3と一体に形成されたシャフト6の回転動力を得るものである。

## 【0006】

## 【発明が解決しようとする課題】

以上の構成を有する従来のベーンロータリ膨張機においては、吸入容積は吸入過程終了直後の作動室5である空間5bの容積 $V_b$ であり、吐出容積は吐出過程開始直前の作動室5である空間5cの容積 $V_c$ である。 $V_b$ 、 $V_c$ は膨張機に固有であるため、容積比( $V_b/V_c$ )は一定となる。作動流体の断熱指数を $\kappa$ 、吐出過程開始直前の作動室5の圧力を $P_c$ とし、吸入過程終了時の作動室5の圧力は吸入圧力 $P_s$ であることを考慮すると、次式の関係が成り立つ。

## 【0007】

## 【数1】

$$P_c = P_s \times \left( \frac{V_b}{V_c} \right)^\kappa$$

上式より、吐出過程開始直前の圧力 $P_c$ は、膨張機入口の圧力である吸入圧力 $P_s$ と容積比( $V_b/V_c$ )により決まる。しかし、膨張機出口の低圧側の圧力 $P_d$ は膨張機の組込まれたシステムにより決まるため、一定とは限らない。従っ

て、完全膨張 ( $P_c = P_d$ ) 以外に、不完全膨張 ( $P_c > P_d$ )、あるいは、過膨張 ( $P_c < P_d$ ) が起こると想定される。図5 (a)、(b) に作動室5のP-V線図を示す。(a) は不完全膨張 ( $P_c > P_d$ ) の場合、(b) は過膨張 ( $P_c < P_d$ ) の場合である。

## 【0008】

不完全膨張 ( $P_c > P_d$ ) の場合を図5 (a) を用いて説明する。吸入過程はABであり、作動室5は、吸入圧力 $P_s$ で容積を $V_b$ まで増加しながら、吸入孔7より作動流体を吸入する。膨張過程はBCであり、作動室5内部の作動流体は圧力 $P_c$ 、容積 $V_c$ まで断熱膨張する。Cでは作動室5は図4の空間5cに位置しており、そこからロータ3が僅かに回転すると、作動室5は吐出孔8の開口部8aと連通する。このとき、作動室5の圧力 $P_c$ は、不完全膨張のため吐出室11の圧力 $P_d$ よりも高くなっており、作動流体は吐出孔8から吐出室11へと流出する。従って、作動室5は容積が $V_c$ で一定のまま、圧力が $P_c$ から $P_d$ へと低下する。これは図5 (a) のCFに相当する。吐出過程はFGであり、作動室5は、吐出圧力 $P_d$ で容積を減らす。以上の過程で膨張機が得た動力はABCFGの面積に相当する。一方、完全膨張 ( $P_c = P_d$ ) が行われた場合に得られる動力はABEGの面積に相当する。従って、膨張機ではCEFの面積に相当する不完全膨張損失が発生したことになる。

## 【0009】

次に、過膨張 ( $P_c < P_d$ ) の場合を図5 (b) を用いて説明する。吸入過程はABであり、作動室5は、吸入圧力 $P_s$ で容積を $V_b$ まで増加しながら、吸入孔7より作動流体を吸入する。膨張過程はBCであり、作動室5内部の作動流体は圧力 $P_c$ 、容積 $V_c$ まで断熱膨張する。Cでは作動室5が図4の5cに位置しており、そこからロータ3が僅かに回転すると、作動室5は吐出孔8の開口部8aと連通する。このとき、過膨張のため作動室5の圧力 $P_c$ は吐出室11の圧力 $P_d$ よりも低くなっており、吐出室11の作動流体が吐出孔8から作動室5へと逆流する。従って、作動室5は容積が $V_c$ で一定のまま、圧力が $P_c$ から $P_d$ へと増加する。これは図5 (b) のCHに相当する。吐出過程はHJであり、作動室5は、吐出圧力 $P_d$ で容積を減らす。吸入、膨張過程で膨張機が得た動力はA

B C Dの面積に相当するが、過膨張による逆流により吐出過程にJ H C Dの面積に相当する動力を要するため、全過程で得られる動力はこれらの差である。一方、完全膨張( $P_c = P_d$ )が行われた場合に得られる動力はA B I Jの面積に相当する。従って、膨張機ではI H Cの面積に相当する過膨張損失が発生したことになる。

## 【 0 0 1 0 】

以上のように、従来のペーンロータリ膨張機においては、容積比( $V_c / V_b$ )が一定であるために不完全膨張損失や過膨張損失が発生し、完全膨張の場合に作動流体から得ることができる動力よりも少ない動力しか得ることができないという課題があった。

## 【 0 0 1 1 】

そこで本発明は、上記従来の課題を解決するもので、シリンダ内壁の周方向に複数の吐出孔を設け、容積比を可変として動力損失を無くすことにより、高効率なペーンロータリ膨張機を提供することを目的とする。

## 【 0 0 1 2 】

## 【課題を解決するための手段】

上記の課題を解決するために、本発明のペーンロータリ膨張機は、筒状内壁を有するシリンダと、その両端を閉塞する側板と、前記シリンダの内部に配設され、外周の一部が前記シリンダ内壁と小隙間を形成するロータと、前記ロータに設けられたペーン溝内に一端が摺動自在に挿入され、他端が前記シリンダ内壁と摺動し、前記シリンダと前記ロータの間に複数の作動室を形成するペーンと、前記ロータと一体的に形成され回転自在に軸支持されるシャフトから構成され、高圧の作動流体を前記作動室内で膨張させることにより、前記シャフトの回転動力を得るペーンロータリ膨張機において、

前記シリンダの周方向に、吐出過程を行う作動室に最初に連通する吐出孔と同作動室に後続して連通する吐出孔からなる複数の吐出孔を設け、少なくとも、前記最初に連通する吐出孔に、作動流体の逆流を阻止するバルブ機構を設けることを特徴とする。

## 【 0 0 1 3 】

また、本発明のペーンロータリ膨張機は、前記ペーンが  $n$  枚のとき、前記最初に連通する吐出孔は、前記小隙間から前記シャフトの回転方向に略  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度の位置の前記シリンダに設けるとともに、前記後続して連通する吐出孔は、前記小隙間から前記シャフトの回転方向に略  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度から  $360$  度の間の前記シリンダに設けることを特徴とする。

## 【0014】

また、本発明のペーンロータリ膨張機は、前記最初に連通する吐出孔と前記後続して連通する吐出孔の間ならびに／もしくは前記後続して連通する吐出孔同士に挟まれた前記シリンダの前記シャフトの周りの中心角が、 $(360/n)$  度以下であることを特徴とする。

## 【0015】

また、本発明のペーンロータリ膨張機は、液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する作動流体を用いて運転することを特徴とする。

## 【0016】

また、本発明のペーンロータリ膨張機は、二酸化炭素を主成分とする作動流体を用いて運転することを特徴とする。

## 【0017】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

## 【0018】

## (実施の形態1)

図1は実施の形態1のペーンロータリ膨張機の横断面図である。21は筒状の内壁21aを有するシリンダであり、その上下端には側板(図示せず)が設けられている。シリンダ21の内部には、外周の一部がシリンダ21の内壁21aと小隙間22を形成する円柱形状のロータ23が配設されている。ロータ23には90度のピッチで上下端面に垂直な溝23aが設けられている。溝23aにはペーン24が、その一端側を摺動自在に挿入されており、ペーン24の他端はシリンダ21の内壁21aと接している。作動室25は、シリンダ21の内壁21a、ロータ23およびペーン24に囲まれた空間25a、25b、25c、25d

、25eに形成される。シャフト26はロータ23と一体的に形成され、回転自在に軸支持されている。シリンダ21には作動室25に作動流体を流入させる吸入孔27と、作動室25から作動流体を流出させる第1の吐出孔28、第2の吐出孔29が設けられている。第1の吐出孔28は、ペーン24の枚数をnとすると、小隙間（ロータ23とシリンダ内壁21aとの隙間が最小の位置）22からシャフト26の矢印で示す回転方向に $\{180 \times (1 + 1/n)\}$ 度の位置に設けられている。図1では、ペーン24が4枚なので、225度の位置である。また、第1の吐出孔28には、リードバルブ30aとバルブストップ30bから成るバルブ機構が備えられている。第2の吐出孔29は、小隙間22の近傍に設けられており、かつ、第2の吐出孔29の一部が小隙間22からシャフト26の回転方向に315度の位置を含む形状としており、バルブ機構は備えられていない。なお、第2の吐出孔29の位置はこの限りではなく、第1、第2の吐出孔28、29の間のシリンダ21の内壁21aのシャフト26周りの中心角が、ペーン24をn枚とすると $(360/n)$ 度以下であり、かつ、第2の吐出孔29が小隙間22の近傍を含めば良い。

## 【0019】

吸入孔27は、膨張機が組み込まれるシステムで想定される圧力比の最大値 $R_{max}$ と、作動流体の断熱指数 $\kappa$ を用いて、吸入過程終了時の作動室25である空間25bの容積 $V_b$ と容積最大時の作動室25である空間25cの容積 $V_c$ が次式の関係を持つような位置に設ける。

## 【0020】

## 【数2】

$$V_b = V_c \times \left( \frac{1}{R_{max}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

なお、吸入過程終了時の作動室25の容積 $V_b$ は、吸入孔27の位置を小隙間22に近づけると小さくなり、遠ざけると大きくなる。上式を満たすような位置に吸入孔27を設けることにより、不完全膨張（ $P_c > P_d$ ）は起こらず、常に過膨張（ $P_c < P_d$ ）が生じることになる。

## 【0021】

シリンダ 2 1 の側方にはカバー 3 1 が備えられており、カバー 3 1 の内部には吸入孔 2 7 に作動流体を導く吸入経路 3 2 と、第 1、第 2 の吐出孔 2 8、2 9 から流出した作動流体を一旦蓄える吐出室 3 3 と、吐出室 3 3 から作動流体を外部へ流出させる吐出経路 3 4 が形成されている。

## 【 0 0 2 2 】

次に、本実施の形態のペーンロータリ膨張機の動作を、作動室 2 5 に着目して説明する。図 2 は実施の形態 1 のペーンロータリ膨張機の作動室 2 5 の P V 線図である。作動室 2 5 は小隙間 2 2 の吸入孔 2 7 側の空間 2 5 a で生成する。その後、ロータ 2 3 の回転に伴い容積を増加しつつ、吸入孔 2 7 から高圧側の圧力  $P_s$  の作動流体を吸入する過程、すなわち、吸入過程を行う。吸入過程は図 2 の A B に相当する。作動室 2 5 が空間 2 5 b の位置に達すると、吸入孔 2 7 との連通が断たれて密閉空間となり、その後、ロータ 2 3 の回転に伴い容積は増加し、内部の作動流体の圧力は低下してゆく過程、すなわち、膨張過程を行う。膨張過程は図 2 の B C に相当する。作動室 2 5 は空間 2 5 c の位置で容積が最大となる。

## 【 0 0 2 3 】

この時点は、図 2 の C に相当し、作動室 2 5 の圧力  $P_c$  が吐出圧力  $P_d$  よりも低くなる過膨張が起こっている。そして、ロータ 2 3 が僅かに回転した瞬間、空間 2 5 c に位置する作動室 2 5 は第 1 の吐出孔 2 8 と連通する。ここで、第 1 の吐出孔 2 8 にリードバルブ 3 0 a を設けていなければ、圧力  $P_d$  の吐出室 3 3 から作動室 2 5 に作動流体が流れ込み、容積が  $V_c$  で一定のまま作動室 2 5 の圧力が  $P_c$  から  $P_d$  まで上昇する。すなわち、図 2 の C から H に移行する。しかし、本実施の形態では、第 1 の吐出孔 2 8 にリードバルブ 3 0 a を設けており、リードバルブ 3 0 a は吐出室 3 3 の圧力  $P_d$  と作動室 2 5 の圧力  $P_c$  の圧力差により第 1 の吐出孔 2 8 を閉じているため、吐出室 3 3 から作動室 2 5 に作動流体が流れ込むことを防止できる。その後、作動室 2 5 は、ロータ 3 の回転に伴い容積を減少させてゆくが、第 1 の吐出孔 2 8 がリードバルブ 3 0 a によって閉じられたままなので、作動室 2 5 では圧縮が起こり、圧力は再び図 2 の C B を辿って上昇する。そして、作動室 2 5 の圧力が  $P_d$  を超えた瞬間、すなわち、図 2 の I で、初めてリードバルブ 3 0 a が開く。この C I に相当する過程を再圧縮過程と呼ぶ

。その後、ロータ 2 3 の回転に伴い作動室 2 5 は容積を減少させつつ、第 1 の吐出孔 2 8 から低圧側の圧力  $P_d$  の作動流体を吐出する過程、すなわち、吐出過程を行う。吐出過程において、作動室 2 5 が空間 2 5 d から空間 2 5 e の位置まで移動する間に第 1 の吐出孔 2 8 との連通が無くなるが、第 2 の吐出孔 2 9 の一部が小隙間 2 2 からシャフト 2 6 の回転方向に  $315$  度の位置、すなわち、ペーンを  $n$  枚とすると、第 1 の吐出孔 2 8 からペーン 2 4 のピッチである  $(360/n)$  度だけ周方向に移動した位置を含む形状としたため、作動室 2 5 からの吐出は第 2 の吐出孔 2 9 から継続して行われる。吐出過程は図 2 の I J に相当する。

## 【 0 0 2 4 】

本実施の形態では、二つの吐出孔 2 8、2 9 を設けたことにより、ロータ 2 3 の回転に伴い、空間 2 5 d に位置する作動室 2 5 と第 1 の吐出孔 2 8 との連通が断たれても、もう一方の第 2 の吐出孔 2 9 と連通するため、吐出過程の作動室 2 5 から作動流体が吐出できなくなることを防止できる。なお、第 1、第 2 の吐出孔 2 8、2 9 はシリンダ 2 1 外部から加工するキリ穴でよく、従来のペーンロータリ膨張機においてシリンダ 1 の内壁 1 a に吐出孔 8 の開口部 8 a を設けるよりも加工が簡単であり、低コストのペーンロータリ膨張機を提供できる。

## 【 0 0 2 5 】

また、第 1、第 2 の吐出孔 2 8、2 9 の間のシリンダ 2 1 の内壁 2 1 a のシャフト 2 6 周りの中心角が、ペーン 2 4 を  $n$  枚とすると  $(360/n)$  度以下であり、かつ、第 2 の吐出孔 2 9 が小隙間 2 2 の近傍を含むように第 1、第 2 の吐出孔 2 8、2 9 を配置したことにより、吐出過程の作動室 2 5 は少なくとも第 1、第 2 の吐出孔 2 8、2 9 のいずれかと連通しているため、吐出過程の途中で作動室 2 5 が密閉空間となり圧縮による損失が発生することを防止することができる。

## 【 0 0 2 6 】

また、第 1 の吐出孔 2 8 にリードバルブ 3 0 a とバルブストップ 3 0 b から成るバルブ機構を備えたことにより、過膨張の際に吐出室 3 3 から作動室 2 5 に作動流体が流れ込むことを防止し、吐出圧力  $P_d$  まで再圧縮させることが可能になるので、従来の膨張機で生じていた過膨張損失（図 2 の I H C の面積に相当）は

生じず、高効率なペーンロータリ膨張機を提供できる。

【0027】

また、リードバルブ30aとバルブストップ30bから成るバルブ機構を第1の吐出孔28にのみ備え、第2の吐出孔29には備えなくてもいいので、高効率で低コストなペーンロータリ膨張機を提供できる。

【0028】

また、第1の吐出孔28を小隙間22からシャフト26の回転方向に $\{180 \times (1 + 1/n)\}$ 度の位置に設けたことにより、作動室25の容積が最大となった直後に第1の吐出孔28と連通し、膨張比 $R_{max}$ を大きくできる。

【0029】

従って、積極的に過膨張を起こして、不完全膨張損失を防止しながら、バルブ機構による再圧縮過程の効果を利用することができるので、高効率なペーンロータリ膨張機を提供できる。

【0030】

(実施の形態2)

図3は実施の形態2のペーンロータリ膨張機の横断面図である。41は筒状の内壁41aを有するシリンダであり、その上下端には側板(図示せず)が設けられている。シリンダ41の内部には、外周の一部がシリンダ41の内壁41aと小隙間42を形成する円柱形状のロータ43が配設されている。ロータ43には60度のピッチで上下端面に垂直な溝43aが設けられている。溝43aにはペーン44が、その一端側を摺動自在に挿入されており、ペーン44の他端はシリンダ41の内壁41aと接している。作動室45は、シリンダ41の内壁41a、ロータ43およびペーン44に囲まれた空間45a、45b、45c、45d、45e、45f、45gに形成される。シャフト46はロータ43と一体的に形成され、回転自在に軸支持されている。シリンダ41には作動室45に作動流体を流入させる吸入孔47と、作動室45から作動流体を流出させる第1、第2、第3の吐出孔48、49、50が設けられている。第1の吐出孔48は、実施の形態1と同様、ペーン44の枚数を $n$ とすると、小隙間42からシャフト46の矢印で示す回転方向に $\{180 \times (1 + 1/n)\}$ 度の位置に設けられている。

。図3では、ベーン44が6枚なので、210度の位置である。また、第1の吐出孔48には、リードバルブ51aとバルブストップ51bから成るバルブ機構が備えられている。第2の吐出孔49は、270度に設けられており、同じく、リードバルブ52aとバルブストップ52bから成るバルブ機構が備えられている。第3の吐出孔50は、330度に設けられており、バルブ機構は備えられていない。なお、第2、第3の吐出孔49、50の位置はこの限りではなく、第1、第2、第3の吐出孔48、49、50の間のシリンダ41の内壁41aのシャフト46の周りの中心角が、ベーン44をn枚とすると $(360/n)$ 度以下であり、かつ、第3の吐出孔50が小隙間42の近傍を含めば良い。

## 【0031】

本実施の形態では実施の形態1と同様に、膨張機が組み込まれるシステムで想定される膨張比の最大値においても過膨張が生じるような容積比としておく。

## 【0032】

本実施の形態の動作は、ベーン44の枚数が異なることを除いて、実施の形態1と概略同様であり、吸入過程、膨張過程、再圧縮過程、吐出過程を行う。

## 【0033】

本実施の形態では、ベーン44の枚数を6枚にしたことにより、吸入孔27、47の位置を同じとした場合、実施の形態1の4枚の場合よりも、吸入過程終了直後の作動室45である空間45bの容積Vbと、吐出過程開始直前の作動室45である空間45dの容積Vdの比である容積比 $(Vd/Vb)$ を大きくすることができる。従って、より膨張比の大きなシステムに対してもベーンロータリ膨張機を用いることができる。

## 【0034】

また、三つの吐出孔48、49、50を設け、第1、第2、第3の吐出孔48、49、50の間のシリンダ41の内壁41aのシャフト46の周りの中心角が、ベーン44をn枚とすると $(360/n)$ 度以下であり、かつ、第3の吐出孔50を小隙間42の近傍としたことにより、ロータ43の回転に伴い、空間45eに位置する作動室45と第1の吐出孔48との連通が断たれる前に第2の吐出孔49と連通し、同様に、第2の吐出孔49との連通が断たれる前に第3の吐出

孔 5 0 と連通するため、ペーン 4 4 の枚数が 6 枚の場合でも、吐出過程の途中で作動室 4 5 が密閉空間となり圧縮による損失が発生することを防止することができる。第 1、第 2、第 3 の吐出孔 4 8、4 9、5 0 はシリンダ 4 1 外部から加工するキリ穴でよく、従来のペーンロータリ膨張機においてシリンダ 1 の内壁 1 a に吐出孔 8 の開口部 8 a を設けるよりも加工が簡単であり、低コストのペーンロータリ膨張機を提供できる。

## 【 0 0 3 5 】

なお、ペーン 4 4 の枚数が 6 枚よりも多い場合には、吐出孔の数をさらに増やすことで同様の効果を得ることができることは言うまでもない。

## 【 0 0 3 6 】

また、第 1 の吐出孔 4 8 にリードバルブ 5 1 a とバルブストップ 5 1 b から成るバルブ機構を、第 2 の吐出孔 4 9 にリードバルブ 5 2 a とバルブストップ 5 2 b から成るバルブ機構をそれぞれ備えたことにより、膨張機が組み込まれるシステムで想定される膨張比の変化範囲が大きい場合にでも過膨張の際に吐出室 5 5 から作動室 4 5 に作動流体が流れ込むことを防止し、吐出圧力  $P_d$  まで再圧縮させることが可能になるので、従来の膨張機で生じていた過膨張損失は生じず、高効率なペーンロータリ膨張機を提供できる。

## 【 0 0 3 7 】

また、膨張機が組み込まれるシステムで想定される膨張比の変化範囲が小さい場合は、図 2 の  $P_d$  と  $P_c$  の差である過膨張が小さくなり、再圧縮過程（図 2 の C I に相当）が短くなるので、第 1 の吐出孔 4 8 のみにリードバルブ 5 1 a とバルブストップ 5 1 b から成るバルブ機構を設ければ良く、第 2 の吐出孔 4 9 のリードバルブ 5 2 a とバルブストップ 5 2 b は不要となり、低コストのペーンロータリ膨張機を提供することができる。

## 【 0 0 3 8 】

なお、作動流体が液相あるいは超臨界相から気液二相に膨張する場合、膨張機出口の作動流体の密度は乾き度により大きく変化するため、膨張機の膨張比は容積比が一定でも乾き度により敏感に変化し、従来のペーンロータリ膨張機では過膨張損失や不完全膨張損失が特に発生しやすくなる。従って、本発明のペーンロ

ータリ膨張機の効果がより顕著になる。

【 0 0 3 9 】

また、二酸化炭素を主成分とする作動流体を用いる場合、作動圧力が高く圧力差が大きいので、膨張機の組み込まれたシステムの膨張比が僅かに変化した場合でも、大きな過膨張や不完全膨張が発生することになる。従って、本発明のペーンロータリ膨張機の効果がより顕著になる。

【 0 0 4 0 】

【発明の効果】

以上、本発明によれば、シリンダの周方向に複数の吐出孔を設けたことにより、吐出過程の作動室から作動流体が吐出できなくなることを防止できる。また、吐出孔にバルブ機構を備えたことにより、過膨張の際に吐出室から作動室に作動流体が流れ込むことを防止し、吐出圧力まで再圧縮させることが可能になるので、従来の膨張機で生じていた過膨張損失は生じず、高効率なペーンロータリ膨張機を提供できる。

【 0 0 4 1 】

また、吐出孔はシリンダの外部から加工するキリ穴でよく、従来のペーンロータリ膨張機においてシリンダの内壁に吐出孔の開口部を設けるよりも加工が簡単であり、低コストのペーンロータリ膨張機を提供できる。

【 0 0 4 2 】

また、複数の吐出孔の間のシリンダ内壁のシャフト周りの中心角が、ペーンを  $n$  枚とすると  $(360/n)$  度以下であり、かつ、複数の吐出孔の 1 つを小隙間の近傍を含むように配置したことにより、吐出過程の作動室は少なくともいずれかの吐出孔と連通しているため、吐出過程の途中で作動室が密閉空間となり圧縮による損失が発生することを防止することができる。

【 0 0 4 3 】

また、吐出孔を小隙間からシャフトの回転方向に  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度の位置に設けたことにより、作動室の容積が最大となった直後に吐出孔と連通し、膨張比  $R_{max}$  を大きくできる。従って、積極的に過膨張を起こして、不完全膨張損失を防止しながら、バルブ機構による再圧縮の効果を利用することがで

きるので、高効率なペーンロータリ膨張機を提供できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の実施の形態 1 におけるペーンロータリ膨張機の横断面図。

【図 2】

本発明の実施の形態 1 におけるペーンロータリ膨張機の作動室の P V 線図。

【図 3】

本発明の実施の形態 2 におけるペーンロータリ膨張機の横断面図。

【図 4】

従来のペーンロータリ膨張機の横断面図。

【図 5】

従来のペーンロータリ膨張機の作動室の P V 線図。

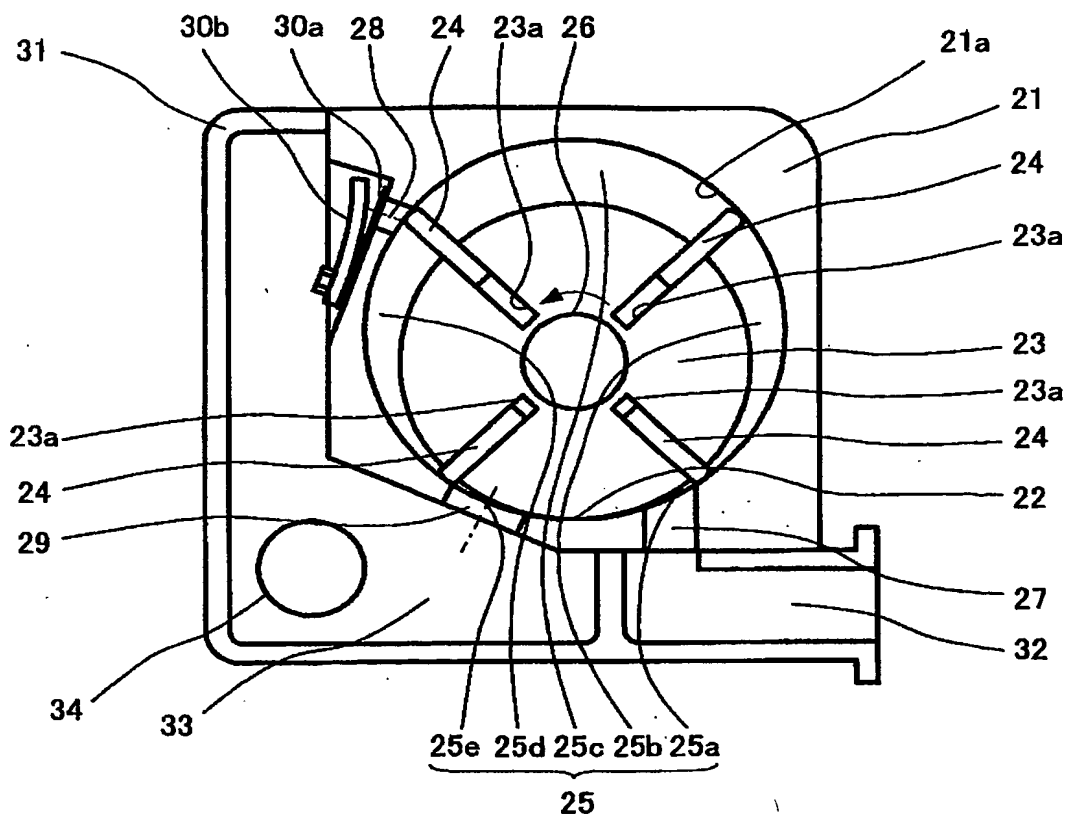
【符号の説明】

1、21、41	シリンダ
2、22、42	小隙間
3、23、43	ロータ
4、24、44	ペーン
5、25、45	作動室
6、26、46	シャフト
8、28、29、48、49、50	吐出孔
30a、51a、52a	リードバルブ

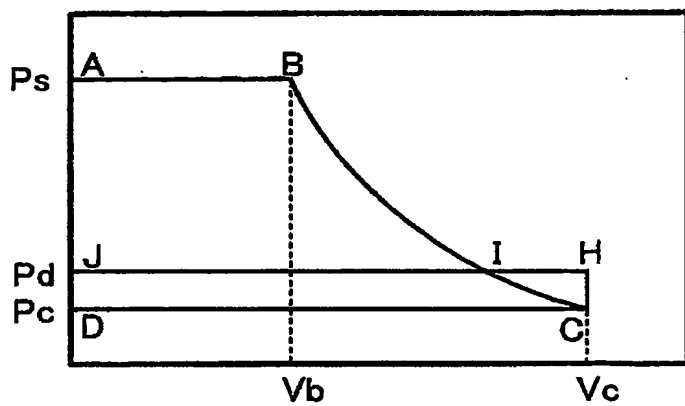
【書類名】

図面

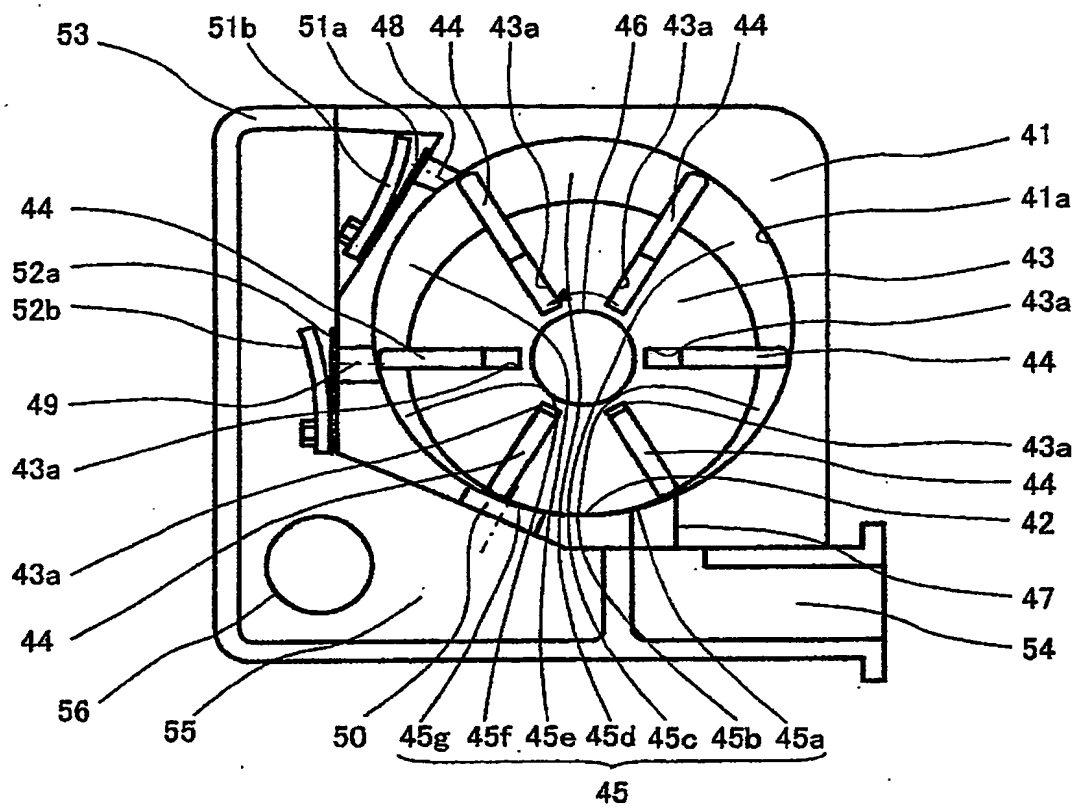
【図 1】



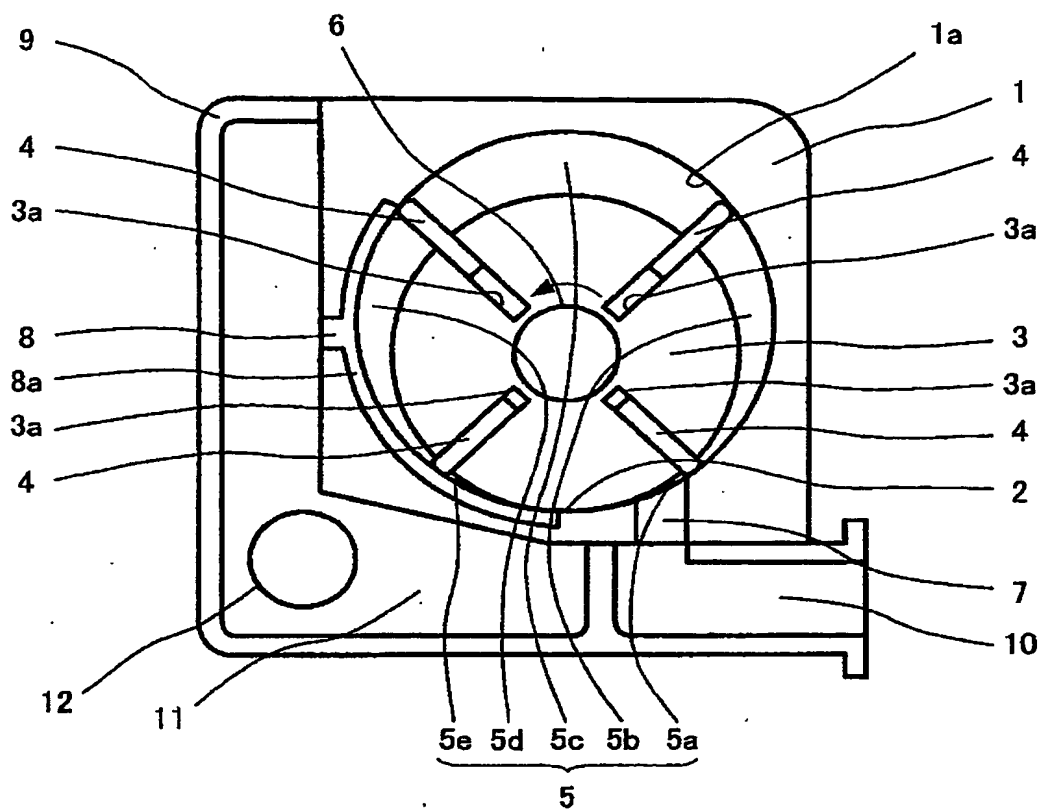
【図 2】



【図 3】

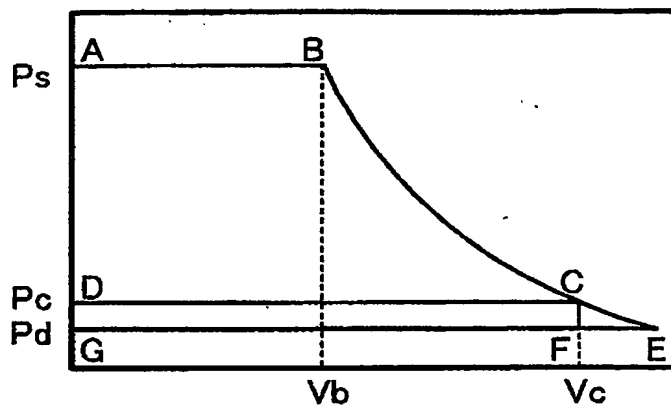


【図 4】

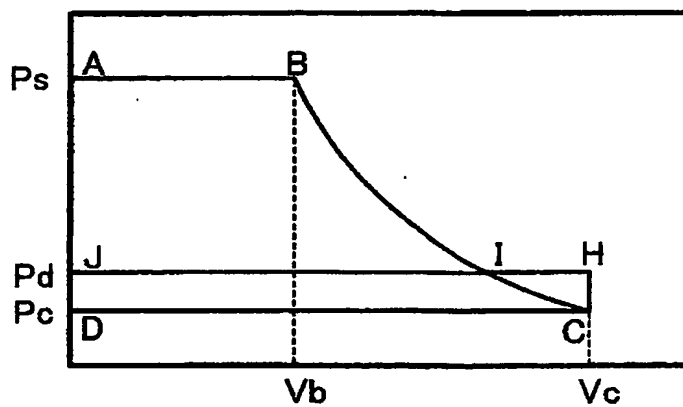


【図 5】

(a)



(b)



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 従来のペーンロータリ膨張機においては、容積比が一定であるために不完全膨張損失や過膨張損失が発生し、完全膨張の場合に作動流体から得ることができる動力よりも少ない動力しか得ることができないという課題があった。

【解決手段】 シリンダ内壁の周方向に複数の吐出孔を設け、そのうち作動室が吐出過程の初期の段階で連通する吐出孔を、シリンダとロータの小隙間からシャフトの回転方向に  $\{180 \times (1 + 1/n)\}$  度の位置に設け、かつ、バルブ機構を備えることにより、容積比を可変として不完全膨張損失や過膨張損失を防止し、高効率なペーンロータリ膨張機を提供する。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歷 情 報

識別番号 [000005821]

1. 変更年月日 1990年 8月28日

[変更理由] 新規登録

住 所 大阪府門真市大字門真1006番地  
氏 名 松下電器産業株式会社

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**